

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-180575

(43)Date of publication of application : 18.07.1995

(51)Int.Cl.

F02D 13/06
F01L 13/00
F01L 13/00
F02D 17/02

(21)Application number : 05-322211

(71)Applicant : MITSUBISHI MOTORS CORP

(22)Date of filing : 21.12.1993

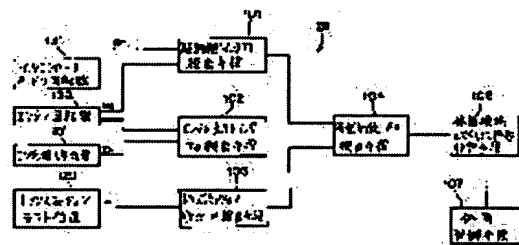
(72)Inventor : TOGAI KAZUhide

(54) SWITCHING CONTROL DEVICE FOR PARTIAL CYLINDER OPERATION ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent change of drivability and worsening of fuel consumption by a method wherein an equivalent gear ratio is determined from a ratio between drive shaft torque and engine output torque and a transmission gear ratio and the hysteresis characteristics of a partial cylinder operation region are set.

CONSTITUTION: A number of revolutions of input shaft detecting means 130 and a number of revolutions of output shaft detecting means 131 are provided to detect the numbers of revolutions of the input shaft and the output shaft, respectively, of a torque converter. From detecting numbers of revolutions of input and output shafts, drive shaft torque of an engine is computed by a drive shaft torque T_I detecting means 101. From an engine load determined from the number of revolutions of an engine and an engine intake air amount, engine output torque is computed by an engine output torque T_e detecting means 102. From a ratio between drive shaft torque and engine output torque and a transmission gear ratio, an equivalent gear ratio is computed by an equivalent gear ratio P_e detecting means 104 and from the equivalent gear ratio, hysteresis characteristics in a partial cylinder operation region are set by a partial cylinder operation region hysteresis characteristic detecting means 105. Based on a load level having the hysteresis characteristics, a partial cylinder operation state and a total cylinder operation state are switched to each other by a partial cylinder operation control means 107.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]	14.10.1997
[Date of sending the examiner's decision of rejection]	
[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]	
[Date of final disposal for application]	
[Patent number]	3036340
[Date of registration]	25.02.2000
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]	
[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]	
[Date of extinction of right]	

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the change control unit of the resting cylinder engine made to suspend actuation of a predetermined gas column according to loaded condition etc.

[0002]

[Description of the Prior Art] In the resting cylinder engine made to suspend actuation of a predetermined gas column according to loaded condition etc., if the output output torque with the larger partial cylinder operation is obtained in a certain engine speed when the opening of a throttle valve is small, and the opening of a throttle valve becomes large, it is known that the output output torque with all larger cylinder operations will be obtained.

[0003] Therefore, usually performs a switch with the partial cylinder operation and all cylinder operations in such a resting cylinder engine with the point (cross point) that the output output torque is equal, by throttle opening, such as the time of partial cylinder operation as shown by drawing 12 , and all cylinder operations. If it switches at such a point, originally there will be no torque difference and a shock will not be generated.

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, at the time of the shift to all cylinder operational status from a partial-cylinder-operation condition, it does not immediately become the inlet-pipe internal pressure of all gas column demands for the volume of an inhalation-of-air system, but the inhalation of air within the pipe one immediately after a switch is high, since it will switch after a lot of air enters, big torque occurs and it appears as a car-body shock through an engine mount, a drive system, and a wheel.

[0005] Although the change gear ratio of a change gear seldom worries the shock by this torque difference in small high-speed stages (3, 4, 5th speed, etc.), in the low-speed stage (1 2nd speed) where a change gear ratio is large, a little torque change influences a car-body shock greatly. Since such a technical problem is canceled, it is possible to perform the switch to all cylinder operational status from a partial-cylinder-operation condition on a map different, respectively using the switch property LA at the time of operation by low-speed gear like drawing 13 , and two properties with the switch property HA at the time of operation by the high-speed gear [as / in drawing 14].

[0006] By the way, the switch property LA in drawing 13 is set up so that it may perform smoothly the shift to all cylinder operational status from the partial-cylinder-operation condition at the time of low-speed gear operation, but since the condition in front of a switch remains and it influences when the shift to a partial-cylinder-operation condition from all the cylinder operational status that is shift of hard flow is performed in the same switch property LA, the inlet-pipe internal pressure immediately after a switch is lower than required pressure, and generating of a shock is predicted.

[0007] Therefore, it is possible to set up a different switch property LB from the switch property LA in order to perform smoothly the shift to a partial-cylinder-operation condition from all cylinder operational status, as shown in drawing 13 . This sets up the so-called hysteresis component made into the property which changes with directions to switch in the switch property of all cylinder operational status and a partial-cylinder-operation condition.

[0008] The situation that this hysteresis component should be prepared is the same at the time of high-speed gear operation [as / in drawing 14], and it is desirable to switch in order to shift

smoothly, and to establish a property HB. Here, to the same acceleration, case [at the time of high-speed large gear operation of throttle opening change], an above-mentioned hysteresis component will have small driving force, and needs to break in an accelerator pedal more greatly, and it will be set up more greatly than the time of a low-speed gear.

[0009] By the way, as mentioned above, although it is necessary to set up the switch property and the amount of hystereses of all cylinder operational status and a partial-cylinder-operation condition corresponding to the gear change gear ratio of a change gear, since an output torque ratio changes with torque converters, they have the technical problem that the optimal switch property cannot be set up, only by the detecting signal from a change gear in an automatic transmission vehicle (automatic-transmission car).

[0010] It was originated in view of such a technical problem, and this invention aims at offering the change control unit of the resting cylinder engine which enabled it to set up the optimal switch property also in an automatic transmission vehicle (automatic-transmission car).

[0011]

[Means for Solving the Problem] For this reason, the change control unit of the resting cylinder engine of this invention While the number of actuation gas columns is changeable according to the operational status which includes engine loaded condition at least In the resting cylinder engine attached in the automatic transmission through the torque converter An input-shaft rotational frequency detection means to detect the rotational frequency of the input shaft in this torque converter, An output-shaft rotational frequency detection means to detect the rotational frequency of the output shaft in this torque converter, A driving shaft torque operation means to search for engine driving shaft torque at the input-shaft rotational frequency and output-shaft rotational frequency which were detected, respectively with this input-shaft rotational frequency detection means and this output-shaft rotational frequency detection means, An engine output-torque operation means to detect an engine load and to ask for an engine output torque, An equivalence gear ratio operation means to ask for equivalence gear ratio by the ratio and transmission gear ratio of the driving shaft torque searched for with this driving shaft torque operation means, and the engine output torque called for with this engine output-torque operation means, A hysteresis characteristic setting means to set up the hysteresis characteristic of a resting cylinder field by the equivalence gear ratio called for with this equivalence gear ratio operation means, It is characterized by having offered the resting cylinder control means which changes a partial-cylinder-operation condition and all cylinder operation means based on the load level which has the hysteresis characteristic set up with this hysteresis characteristic setting means, and being constituted.

[0012]

[Function] At the change control device of the resting cylinder engine of above-mentioned this invention, while an input-shaft engine-speed detection means detects the engine speed of the input shaft in a torque converter, engine driving shaft torque is searched for with a driving shaft torque operation means at the input-shaft engine speed and the output-shaft engine speed which detected the engine speed of the output shaft in a torque converter with the output-shaft engine-speed detection means, and were detected, respectively with the input-shaft engine-speed detection means and the output-shaft engine-speed detection means. Moreover, with an engine output-torque operation means, an engine load is detected and it asks for an engine output torque. By the ratio and transmission gear ratio of the driving shaft torque searched for with the driving shaft torque operation means, and the engine output torque called for with the engine output-torque operation means, and with an equivalence gear ratio operation means The hysteresis characteristic of a resting cylinder field is set up with a hysteresis characteristic setting means by the equivalence gear ratio which asks for equivalence gear ratio and which was further called for with the equivalence gear ratio operation means. Based on the load level which has the hysteresis characteristic set up with the hysteresis characteristic setting means, changing a partial-cylinder-operation condition and all cylinder operation means by the resting cylinder control means is performed.

[0013]

[Example] It is that drawing 1 -11 indicate the change control unit of the resting cylinder engine as one example of this invention to be with a drawing hereafter when the example of this invention is explained. The block diagram in which drawing 1 shows the control system for this equipment, the

whole block diagram showing the engine system which drawing 2 equipped with this equipment, The flow chart with which drawing 3 explains the control point by this equipment, the property Fig. in which drawing 4 shows a hysteresis characteristic, drawing in which drawing 5 shows an output torque characteristic, drawing in which drawing 6 shows a capacity coefficient property, drawing in which drawing 7 shows a torque ratio property, and drawing 8 -11 are the ** type Figs. showing a resting cylinder device.

[0014] Now, the engine 21 equipped with this equipment has offered the inlet pipe 22 which makes an inhalation-of-air system, the surge tank 23, the air cleaner 24 of an inlet-pipe inlet port, and the throttle-valve 25 grade, as shown in drawing 2. The opening of a throttle valve 25 is detected by the throttle position sensor, and is inputted into a control unit (ECU) 26.

[0015] Moreover, the boost sensor (pressure sensor) 27 is attached in the surge tank 23, the detected boost pressure is inputted into a control device (ECU) 26, and the charging efficiency E_v corresponding to the volumetric flow rate as an engine inhalation air content is detected. And the shift-position detection sensor 129 which detects the excitation condition of the gear change solenoid in an automatic transmission 106, and detects missions shift-position and gear change gear ratio ρ is formed, and a detecting signal is outputted to a control unit (ECU) 26.

[0016] Moreover, the engine speed sensor 130 as an input-shaft engine-speed detection means to detect an engine speed N_e is formed in the input side at torque-converter 106A of an automatic transmission 106, and it is constituted so that a detecting signal may be outputted to a control unit (ECU) 26. Furthermore, the turbine engine-speed sensor 131 as an output-shaft engine-speed detection means to detect the turbine engine speed T_t is formed in torque-converter 106A of an automatic transmission 106 at the output side, and it is constituted so that a detecting signal may be outputted to a control unit (ECU) 26.

[0017] By the way, the control device (ECU) 26 has offered various kinds of following means in order to perform resting cylinder control in response to the detecting signal of the boost sensor (pressure sensor) 27, the shift-position detection sensor 129, an engine speed sensor 130, and turbine rotational frequency sensor 131 grade. That is, as shown in drawing 1 $R > 1$, the control device (ECU) 26 has the function as an engine output-torque detection means (engine output-torque operation means) 102 to detect engine output-torque T_e , by the charging efficiency E_v as an inhalation air content of the engine detected by the boost sensor (pressure sensor) 27, and the engine speed N_e detected by the engine speed sensor 130.

[0018] This engine output-torque detection means 102 is constituted so that it may be set up, when a control unit (ECU) 26 offers the property of drawing 5 as a map, by the detecting signal of the boost sensor (pressure sensor) 27, it detects the charging efficiency E_v (load information) as an engine inhalation air content, chooses either of the properties which make an engine speed N_e a parameter, and is determined.

[0019] Moreover, a control device (ECU) 26 detects the engine speed N_t of the output shaft in torque-converter 106A by the detecting signal of the turbine engine-speed sensor 131, and has the function as a driving shaft torque detection means (driving shaft torque operation means) 101 to search for the driving shaft torque T_t as a turbine output torque at these engine speeds N_e and N_t while it detects the engine speed N_e of the input shaft in torque-converter 106A by the detecting signal of an engine speed sensor 130.

[0020] Torque ratio λ is determined by the property of drawing 7 corresponding to rotational frequency ratio N_t/N_e , and the driving shaft torque detection means 101 is constituted so that the driving shaft torque T_t may be computed by the degree type, while drawing 6 and the property of 7 are offered as a map and the torque capacity coefficient C is determined by the property of drawing 6 corresponding to rotational frequency ratio N_t/N_e .

In $T_t = \lambda (N_t/N_e)$, $C (N_t/N_e)$, and N_e^2 pan, the control unit (ECU) 26 has the function as a transmission gear ratio detection means 103 to detect gear ratio ρ of an automatic transmission 106, by the detecting signal of the shift-position detection sensor 129.

[0021] And the control unit (ECU) 26 also has the function of an equivalence gear ratio detection means (equivalence gear ratio operation means) 104 to ask for equivalence gear ratio ρ_{oe} by the ratio (T_t/T_e) of the driving shaft torque T_e detected by the driving shaft torque detection means 101, and the engine output torque T_t detected by the engine output-torque detection means 102, and

transmission gear ratio rho detected by the transmission gear ratio detection means 104.

[0022] Here, calculation of equivalence gear ratio rhoe by the equivalence gear ratio detection means 104 is performed by the degree type.

Corresponding to $\rho = T_t / T_e - \rho$ and equivalence gear ratio rhoe detected in the equivalence gear ratio detection means 104, the control unit (ECU) 26 also has the function of a resting cylinder field hysteresis characteristic setting means (hysteresis characteristic setting means) 105 to set up the hysteresis characteristic of a resting cylinder field.

[0023] That is, the resting cylinder switch property shown in drawing 4 is memorized as a map, and the switch properties A1-A2 from a partial-cylinder-operation condition to all cylinder operational status are set as a predetermined condition corresponding to equivalence gear ratio rhoe. Here, the switch property A1 is a property in the case of being small of equivalence gear ratio rhoe, and the switch property A2 is a property in case equivalence gear ratio rhoe is max.

[0024] And the part which switches from the switch properties A1-A2, and results in a property B will constitute the hysteresis characteristic, and will be set up corresponding to equivalence gear ratio rhoe. Thus, the control unit (ECU) 26 also has the function of the resting cylinder control means 107 which changes a partial-cylinder-operation condition and all cylinder operation means based on the load level which has the hysteresis characteristic set up with the constituted resting cylinder field hysteresis characteristic setting means 105, and, thereby, resting cylinder control in this control unit (ECU) 26 is performed.

[0025] Bordering on switch property A1-A2 of drawing 4, and B, a partial-cylinder-operation condition and all cylinder operational status are constituted so that it may be switched according to a rate and a load. Namely, by the engine speed Ne from an engine speed sensor 130 The axis-of-abscissa location of drawing 4 is determined, an axis-of-ordinate location is determined by the inlet-pipe negative pressure as a load by the detecting signal from the boost sensor (pressure sensor) 27, it is judged whether it is in a resting cylinder field or it is in all cylinder fields, and a partial-cylinder-operation condition and all cylinder operational status are switched.

[0026] By the way, the valve gear 1 which should realize an above-mentioned partial-cylinder-operation condition is constituted as shown in drawing 8 -11. That is, the cam shaft 2 and the rocker shaft 3 were formed, and the cam 4 for low speeds of the amount of small lifts and the cam 5 for high speeds of the amount of large lifts have fixed to the cam shaft 2.

[0027] And the rocker shaft 3 is equipped with the Maine rocker arm 6 and the subrocker arms 7 and 8 of a pair. The above-mentioned Maine rocker arm 6 has fixed the end face to the rocker shaft 3 for example, by spline association, and it is equipped so that the valve-stem end of an inlet valve 9 may be contacted in a rocking edge.

[0028] On the other hand, the subrocker arms 7 and 8 are supported pivotably by the rocker shaft 3, each end face is equipped pivotable, and the roller bearing 10 is attached in the rocking edge. And the rocking edge in these subrocker arms 7 and 8 extends in the different direction from the supporter of a roller bearing 10, and is having arm section 7A (8A) formed so that drawing 9 which shows the cam 4 side for low speeds may see.

[0029] It is in contact with the upper limit of the plunger 13 fitted in the cylinder head 11, and a plunger 13 is energized with the lost motion spring 12 to the method of drawing Nakagami, the subrocker arms 7 and 8 are energized clockwise, and this arm section 7A (8A) carries out the pressure welding of the roller bearing 10 to the cam 4 for low speeds, and the cam 5 for high speeds.

[0030] On the other hand, the engagement holes 7B and 8B penetrated towards 1 necessary radial one from a core are formed in the subrocker arms 7 and 8, and in case the below-mentioned connection plunger 14 projects to the method of outside, these engagement holes 7B and 8B are constituted so that that fit-in can be permitted. Moreover, while oil pressure path 3A which extends in the direction of an axis in the shaft center section is formed, it intersects perpendicularly with this oil pressure path 3A, it extends in radial, and the through tubes 3B and 3B which can adjust opening with the above-mentioned engagement holes 7B and 8B are formed in the interior of a rocker shaft 3.

[0031] And through tubes 3B and 3B are loaded with the connection plunger 14, the connection plunger 14 offers flange 14A whose diameter was expanded by the end face, and the compression spring 15 is infixed in it between flange 14A and the step of through tube 3B and 3B wall. Thereby,

it is usually sometimes energized towards the method of drawing Nakashita, and the connection plunger 14 turns a head into through tube 3B and 3B from the engagement holes 7B and 8B, it retreats and takes the absorbed position.

[0032] On the other hand, the output way of the oil pressure setting means 16 is connected to oil pressure path 3A in the rocker shaft 3 mentioned above. the pressure in oil pressure path 3A which mentioned above this oil pressure setting means 16 according to operational status -- it should set up -- the electromagnetism a low speed and for high speeds -- while offering the drive type directional selecting valves 16A and 16B -- such electromagnetism -- it is constituted so that the drive type directional selecting valves 16A and 16B may be controlled by the above-mentioned control unit (ECU) 26.

[0033] and electromagnetism -- the drive type directional selecting valves 16A and 16B Two paths the object for low speeds and for high speeds are equipped, respectively. The each The path from an oil pump 17, It is constituted so that it can connect in the three directions of the feedback loop which is having atmospheric pressure open pressure discharge set up, and oil pressure path 3A in a rocker shaft 3, and at the time of usual [which is not excited], it is constituted so that the oil from an oil pump 17 may be introduced to the feedback loop.

[0034] in addition, the inside of drawing 11 and electromagnetism -- the illustration abbreviation of the connection condition by the side of the high speed of drive type directional-selecting-valve 16A is carried out. O2 for [on the other hand] an engine speed sensor and air-fuel ratio detection in a control device (ECU) 26 Sensor, The information from the various sensors for operational status detection including the throttle position sensor for loaded-condition detection is inputted. the input from each of these sensors -- responding -- a low-speed condition, a high-speed condition, and loaded condition -- distinguishing -- the connection condition to both the networks of a low speed and a high speed -- a selection setup -- it should carry out -- electromagnetism -- it is constituted so that the driving signal to the drive type directional selecting valves 16A and 16B may be outputted. [0035] and electromagnetism -- if drive type directional-selecting-valve 16A is excited, the oil from an oil pump 17 is supplied to oil pressure path 3A, and it is constituted so that the pressure in the path may be heightened. therefore, the electromagnetism located in a low-speed side in a control device (ECU) 26 when a low-speed condition is comparatively distinguished by the input of an engine speed, an air-fuel ratio, and accelerator opening -- drive type directional-selecting-valve 16A excites -- having -- the electromagnetism by the side of a high speed -- drive type directional-selecting-valve 16B is usually set as a position.

[0036] and the electromagnetism by the side of a low speed -- if drive type directional-selecting-valve 16A is excited, it will switch so that the oil from an oil pump 17 may be turned to oil pressure path 3A and may be fed -- having -- moreover, the electromagnetism by the side of a high speed -- drive type directional-selecting-valve 16B is not excited, but it is constituted so that [the condition of not performing oil supply into oil pressure path 3A by the side of a high speed] it may be maintained. Thereby, as a two-dot chain line shows drawing 10 , the connection plunger 14 located in a low-speed side resists energization of a compression spring 15, and unifies a projection, a rocker shaft 3, and the 1st subrocker arm 7 towards engagement hole 7B in the 1st subrocker arm 7.

[0037] The closing motion drive of a valve is performed by the cam 4 for low speeds which the driving force transfer to a rocker shaft 3 from the 1st subrocker arm 7 is performed, and engages with the 1st subrocker arm 7 through a rocker shaft 3 by this. At this time, the connection plunger 14 by the side of a high speed is maintained at the condition of having been absorbed in through tube 3B of a rocker shaft 3 as a continuous line shows to drawing 10 , the driving force transfer between the 2nd subrocker arm 8 by the side of a high speed and a rocker shaft 3 is maintained to a disconnection state, and the closing motion drive of the valve by the cam 5 for high speeds is performed.

[0038] by the way, the electromagnetism in the time of the low speed mentioned above when rotation of an engine went up and the high-speed rotation region was arrived at -- contrary to an excitation setup to the drive type directional selecting valves 16A and 16B, an excitation setup to which a high-speed side corresponds is performed. By this, turn the connection plunger 14 by the side of the high speed in drawing 10 (drawing Nakamigi side) in engagement hole 8B of the 2nd subrocker arm 8, it is made to project, and it changes into the condition that a two-dot chain line

shows, and it is constituted so that a rocker shaft 3 and the 2nd subrocker arm 8 may be made to unify.

[0039] Therefore, the driving force transfer with the 2nd subrocker arm 8 and a rocker shaft 3 comes to be performed, and it consists of this condition so that the closing motion drive of the valve may be carried out through the 2nd subrocker arm 8 and rocker shaft 3 by the cam 5 for high speeds. At this time, the connection plunger 14 by the side of a low speed retreats from engagement hole 7B in the 1st subrocker arm 7, it will be absorbed in through tube 3B of a rocker shaft 3, the driving force transfer between the 1st subrocker arm 7 by the side of a low speed and a rocker shaft 3 is maintained to a disconnection state, and the closing motion drive of the valve by the cam 4 for high speeds is performed.

[0040] on the other hand, when the judgment which should be made a partial-cylinder-operation condition in a control unit (ECU) 26 is performed, the closing motion drive by the cam 4 for low speeds and the cam 5 for high speeds in the selected gas column is not performed -- as -- a control unit (ECU) 26 -- electromagnetism -- it is constituted so that an excitation setup to the drive type directional selecting valves 16A and 16B may be canceled. therefore -- in this case -- which electromagnetism by the side of a low speed and a high speed -- it is not set as a feeding condition about the drive type directional selecting valves 16A and 16B, and a pressure buildup does not produce oil pressure path 3A in a rocker shaft 3. Thereby, the connection plungers 14 and 14 are maintained at the condition that each was absorbed in through tube 3B and 3B by energization of compression springs 15 and 15, and a disconnection state maintains the driving force transfer between the 1st and 2nd subrocker arms 7 and 8 and a rocker shaft 3.

[0041] Such a configuration is in the condition of a valve halt that the valve-opening close by the cam 4 for low speeds and the cam 5 for high speeds is not performed, and is in the condition that a resting cylinder is realized. This resting cylinder condition is switched to the operating state of the connection plunger 14 according to an engine speed, when a low loading condition is canceled. This example is constituted as mentioned above and actuation which is such a configuration and meets the flow chart of drawing 3 is performed.

[0042] First, in step S1, while the turbine engine speed N_t is detected from the turbine engine-speed sensor 131 and an engine speed N_e is read from an engine speed sensor 130, the charging efficiency E_v as an inhalation air content is detected using the detecting signal of the boost sensor (pressure sensor) 27. Subsequently, in step S2, gear ratio ρ is determined by the transmission gear ratio detection means 103 using the detecting signal of the shift-position detection sensor 129 with which the automatic transmission 106 was equipped.

[0043] And in step S3, an engine torque T_e is presumed according to the property of drawing 5 by the engine output-torque detection means 102. That is, output-torque T_e is presumed by the inhalation air content (volumetric efficiency) E_v detected in step S1 with the property of drawing 5 established as a map, and the engine speed N_e . Moreover, in step S4, presumption of the turbine output torque T_t is performed by the degree type with the driving shaft torque detection means 101.

[0044] $T_t = \lambda (N_t/N_e)$ and $C (N_t/N_e)$, and N_{e2} -- here, torque ratio λ is determined by the property of drawing 7 beforehand memorized as a map from rotational frequency ratio N_t/N_e during I/O of a turbine. Moreover, a capacity coefficient C is determined by the property of drawing 6 beforehand memorized as a map from rotational frequency ratio N_t/N_e during I/O of a turbine.

[0045] Furthermore, that by which the engine speed N_e was detected in step S1 is used. And in step S5, equivalence gear ratio ρ_{oe} is computed using a degree type by the equivalence gear ratio detection means 104.

$\rho_e = T_t/T_e - \rho$ -- here, the value, as for the engine torque T_e , the value the turbine output torque T_t was presumed to be by step S4 was presumed to be in step S3 is used, and that by which gear ratio ρ was detected in step S2 is used.

[0046] Thus, although computed gear ratio ρ is outputted to a control unit (ECU) 26, the map shown in a control unit (ECU) 26 at drawing 4 is memorized, and a switch property is determined by this map. That is, the switch properties A1-A2 from a partial-cylinder-operation condition to all cylinder operational status are determined corresponding to gear ratio ρ_{oe} .

[0047] Here, in drawing 4, a property A1 corresponds, when gear ratio ρ_{oe} is min, and the switch

property corresponding to gear ratio ρ_{hoe} which the property A2 corresponded when gear ratio ρ_{hoe} was max, and was computed is set up. In addition, the switch in the partial-cylinder-operation condition from all cylinder operational status is performed by the property B, and between a property B and properties A1-A2 serves as a hysteresis component.

[0048] By the way, in the case of partial cylinder operation, a predetermined gas column suspends operation and operation in the condition that a larger output torque can be obtained is performed. in addition, electromagnetism [in / like / the above-mentioned / by the control signal of a control unit (ECU) 26 / in a switch with all cylinder operations and partial cylinder operation / the oil pressure setting means 16] -- an excitation setup of the drive type directional selecting valves 16A and 16B is switched, and it is carried out by choosing a drive and un-driving. [of the valve by the cam 4 for low speeds, and the cam 5 for high speeds]

[0049] In addition, although boost pressure is used as a detection means of loaded condition in this example, the inhalation air content over an engine speed etc. can also be constituted so that it may judge with other elements. Moreover, a valve gear 1 is also an example and other devices in which a resting cylinder condition can be attained may be used.

[0050] Therefore, also in an automatic transmission vehicle (automatic-transmission car), like a manual transmission vehicle (MT vehicle), a setup of a resting cylinder hysteresis is attained, partial cylinder operation can be continued now and, according to the equipment of this example, there is an advantage on which change and fuel consumption aggravation of drivability come to be prevented by accelerator actuation of loose acceleration.

[0051]

[Effect of the Invention] As explained in full detail above, while the number of actuation gas columns is changeable according to the operational status which includes engine loaded condition at least according to the change control device of the resting cylinder engine of this invention In the resting cylinder engine attached in the automatic transmission through the torque converter An input-shaft rotational frequency detection means to detect the rotational frequency of the input shaft in this torque converter, An output-shaft rotational frequency detection means to detect the rotational frequency of the output shaft in this torque converter, A driving shaft torque operation means to search for engine driving shaft torque at the input-shaft rotational frequency and output-shaft rotational frequency which were detected, respectively with this input-shaft rotational frequency detection means and this output-shaft rotational frequency detection means, An engine output-torque operation means to detect an engine load and to ask for an engine output torque, An equivalence gear ratio operation means to ask for equivalence gear ratio by the ratio and transmission gear ratio of the driving shaft torque searched for with this driving shaft torque operation means, and the engine output torque called for with this engine output-torque operation means, A hysteresis characteristic setting means to set up the hysteresis characteristic of a resting cylinder field by the equivalence gear ratio called for with this equivalence gear ratio operation means, With the simple configuration of having offered the resting cylinder control means which changes a partial-cylinder-operation condition and all cylinder operation means based on the load level which has the hysteresis characteristic set up with this hysteresis characteristic setting means Also in an automatic transmission vehicle (automatic-transmission car) like a manual transmission vehicle (MT vehicle) A setup of a resting cylinder hysteresis is attained, in accelerator actuation of loose acceleration, partial cylinder operation can be continued now and there is an advantage on which change and fuel consumption aggravation of drivability come to be prevented.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] While the number of actuation gas columns is changeable according to the operational status which includes engine loaded condition at least In the resting cylinder engine attached in the automatic transmission through the torque converter An input-shaft rotational frequency detection means to detect the rotational frequency of the input shaft in this torque converter, An output-shaft rotational frequency detection means to detect the rotational frequency of the output shaft in this torque converter, A driving shaft torque operation means to search for engine driving shaft torque at the input-shaft rotational frequency and output-shaft rotational frequency which were detected, respectively with this input-shaft rotational frequency detection means and this output-shaft rotational frequency detection means, An engine output-torque operation means to detect an engine load and to ask for an engine output torque, An equivalence gear ratio operation means to ask for equivalence gear ratio by the ratio and transmission gear ratio of the driving shaft torque searched for with this driving shaft torque operation means, and the engine output torque called for with this engine output-torque operation means, A hysteresis characteristic setting means to set up the hysteresis characteristic of a resting cylinder field by the equivalence gear ratio called for with this equivalence gear ratio operation means, The change control unit of the resting cylinder engine characterized by having offered the resting cylinder control means which changes a partial-cylinder-operation condition and all cylinder operation means based on the load level which has the hysteresis characteristic set up with this hysteresis characteristic setting means, and being constituted.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the block diagram showing the control system for the change control device of the resting cylinder engine as one example of this invention.

[Drawing 2] It is the whole block diagram showing the engine system equipped with the change control device as one example of this invention.

[Drawing 3] It is a flow chart explaining the control point by the change control device of the resting cylinder engine as one example of this invention.

[Drawing 4] It is the property Fig. showing the hysteresis characteristic by the change control unit of the resting cylinder engine as one example of this invention.

[Drawing 5] It is drawing showing the output torque characteristic by the change control unit of the resting cylinder engine as one example of this invention.

[Drawing 6] It is drawing showing the capacity coefficient property by the change control unit of the resting cylinder engine as one example of this invention.

[Drawing 7] It is drawing showing the torque ratio property by the change control unit of the resting cylinder engine as one example of this invention.

[Drawing 8] It is the ** type Fig. showing the resting cylinder device by the change control unit of the resting cylinder engine as one example of this invention.

[Drawing 9] It is the ** type Fig. showing the resting cylinder device by the change control unit of the resting cylinder engine as one example of this invention.

[Drawing 10] It is the ** type Fig. showing the resting cylinder device by the change control unit of the resting cylinder engine as one example of this invention.

[Drawing 11] It is the ** type Fig. showing the resting cylinder device by the change control unit of the resting cylinder engine as one example of this invention.

[Drawing 12] It is the graph which shows the cross point of a resting cylinder.

[Drawing 13] It is the ** type Fig. showing the switch control characteristic of the conventional resting cylinder engine.

[Drawing 14] It is the ** type Fig. showing the switch control characteristic of the conventional resting cylinder engine.

[Description of Notations]

- 1 Valve Gear
- 2 Cam Shaft
- 3 Rocker Shaft
- 3A Oil pressure path
- 3B Through tube
- 4 Cam for Low Speeds
- 5 Cam for High Speeds
- 6 Main Rocker Arm
- 7 1st SubRocker Arm
- 7A Arm section
- 7B Engagement hole
- 8 2nd SubRocker Arm
- 8A Arm section

8B Engagement hole
9 Inlet Valve
10 Roller Bearing
11 Cylinder Head
12 Lost Motion Spring
13 Plunger
14 Connection Plunger
15 Compression Spring
16 Oil Pressure Setting Means
16A electromagnetism -- a drive type directional selecting valve
16B electromagnetism -- a drive type directional selecting valve
17 Oil Pump
18 Signal Transformation Circuit
22 Inlet Pipe
23 Surge Tank
24 Air Cleaner
25 Throttle Valve
26 Control Unit (ECU)
27 Boost Sensor (Pressure Sensor)
101 Driving Shaft Torque Detection Means
102 Engine Output-Torque Detection Means
103 Transmission Gear Ratio Detection Means
104 Equivalence Gear Ratio Detection Means
105 Resting Cylinder Field Hysteresis Characteristic Setting Means
106 Automatic Transmission
106A Torque converter
107 Resting Cylinder Control Means
129 Shift-Position Detection Sensor
130 Engine Speed Sensor
131 Turbine Rotational Frequency Sensor

[Translation done.]

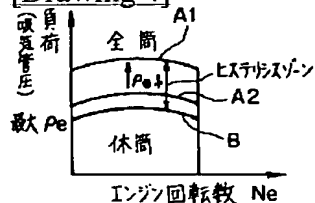
* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

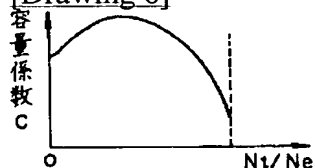
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

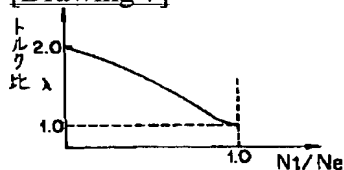
[Drawing 4]



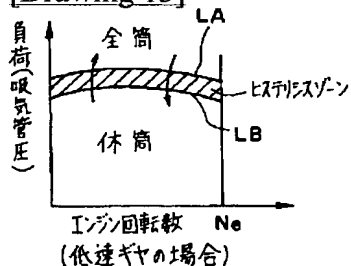
[Drawing 6]



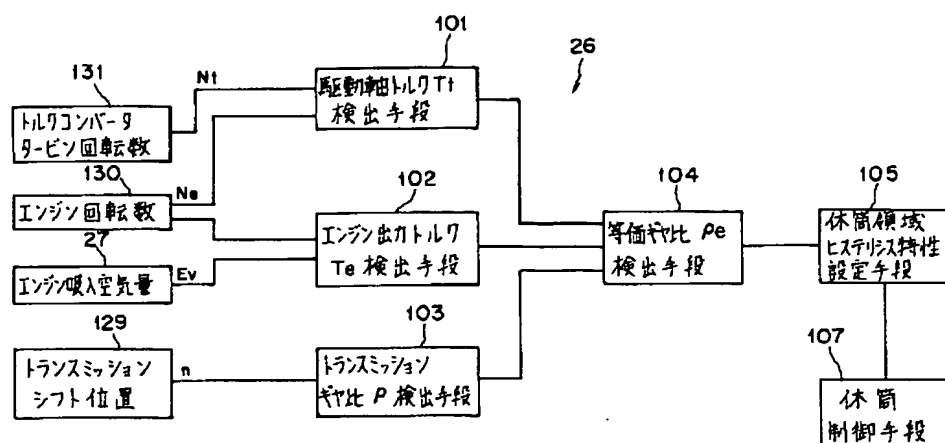
[Drawing 7]



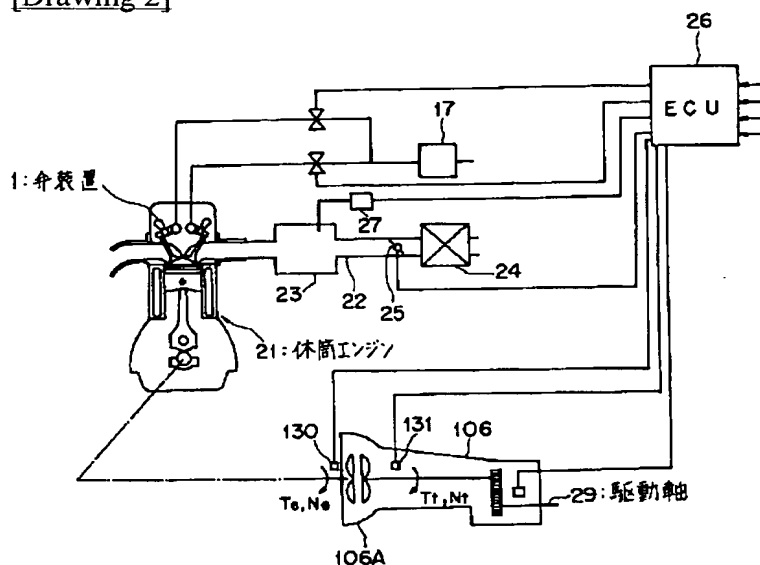
[Drawing 13]



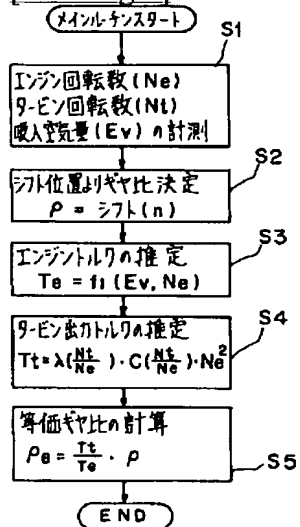
[Drawing 1]



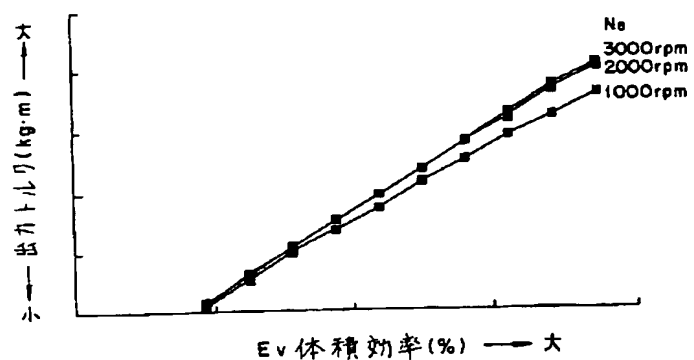
[Drawing 2]



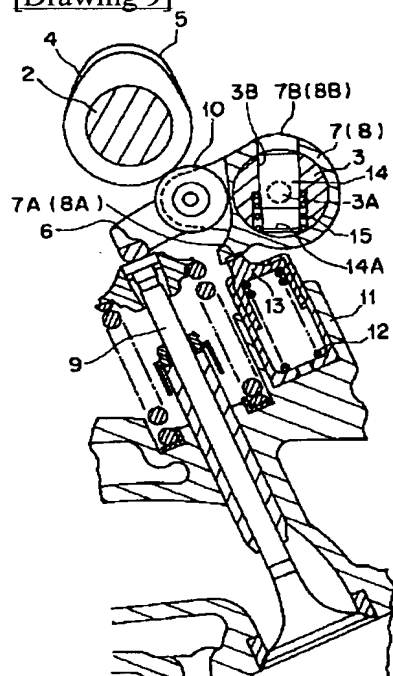
[Drawing 3]



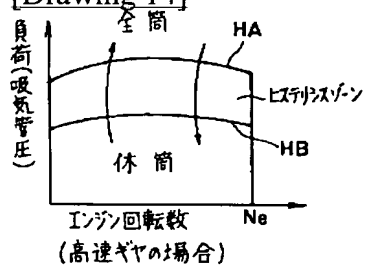
[Drawing 5]



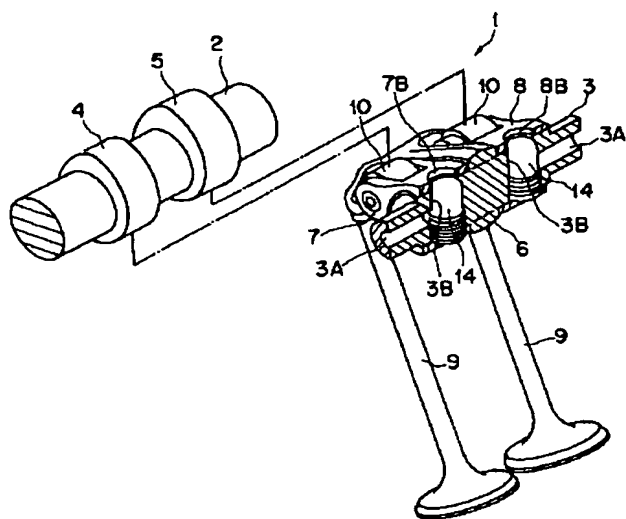
[Drawing 9]



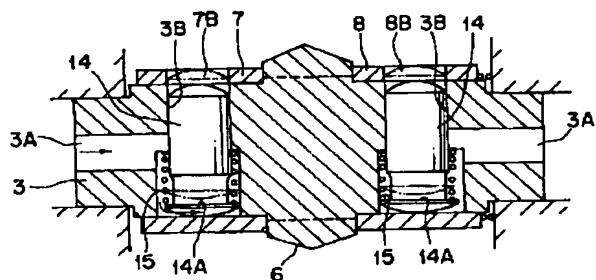
[Drawing 14]



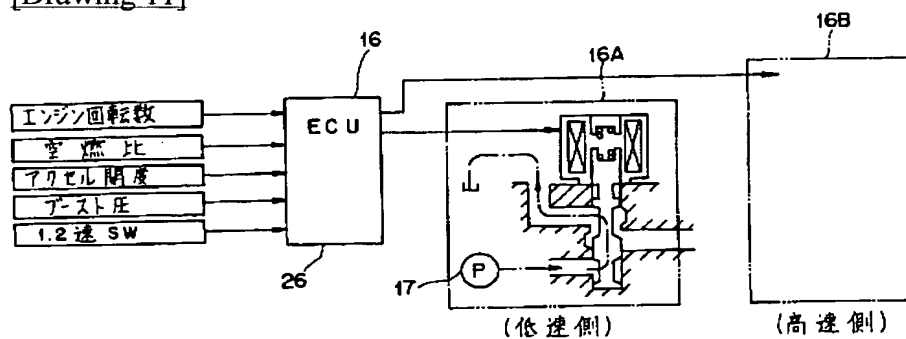
[Drawing 8]



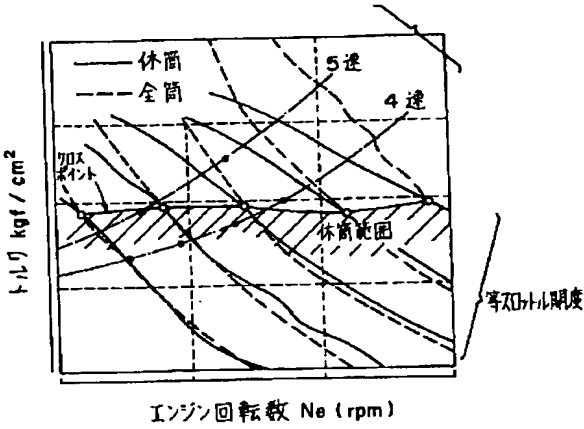
[Drawing 10]



[Drawing 11]



[Drawing 12]



[Translation done.]

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-180575

(43)Date of publication of application : 18.07.1995

(51)Int.Cl. F02D 13/06
F01L 13/00
F01L 13/00
F02D 17/02

(21)Application number : 05-322211

(71)Applicant : MITSUBISHI MOTORS CORP

(22)Date of filing : 21.12.1993

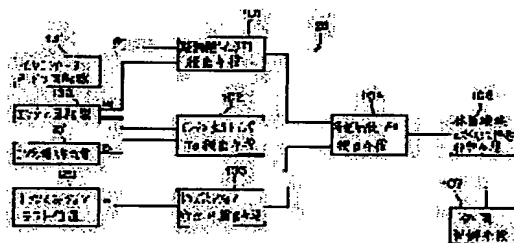
(72)Inventor : TOGAI KAZUhide

(54) SWITCHING CONTROL DEVICE FOR PARTIAL CYLINDER OPERATION ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent change of drivability and worsening of fuel consumption by a method wherein an equivalent gear ratio is determined from a ratio between drive shaft torque and engine output torque and a transmission gear ratio and the hysteresis characteristics of a partial cylinder operation region are set.

CONSTITUTION: A number of revolutions of input shaft detecting means 130 and a number of revolutions of output shaft detecting means 131 are provided to detect the numbers of revolutions of the input shaft and the output shaft, respectively, of a torque converter. From detecting numbers of revolutions of input and output shafts, drive shaft torque of an engine is computed by a drive shaft torque TI detecting means 101. From an engine load determined from the number of revolutions of an engine and an engine intake air amount, engine output torque is computed by an engine output torque Te detecting means 102. From a ratio between drive shaft torque and engine output torque and a transmission gear ratio, an equivalent gear ratio is computed by an equivalent gear ratio Pe detecting means 104 and from the equivalent gear ratio, hysteresis characteristics in a partial cylinder operation region are set by a partial cylinder operation region hysteresis characteristic detecting means 105. Based on a load level having the hysteresis characteristics, a partial cylinder operation state and a total cylinder operation state are switched to each other by a partial cylinder operation control means 107.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 14.10.1997

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3036340
[Date of registration] 25.02.2000
[Number of appeal against examiner's decision
of rejection]
[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]
[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 7-180575

(43) 公開日 平成7年(1995)7月18日

(51) Int. Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 D 13/06		B		
F 0 1 L 13/00	3 0 2	C		
	3 0 3	C		
F 0 2 D 17/02		S		

審査請求 未請求 請求項の数 1

O L

(全 9 頁)

(21) 出願番号 特願平5-322211

(22) 出願日 平成5年(1993)12月21日

(71) 出願人 000006286

三菱自動車工業株式会社
東京都港区芝五丁目33番8号

(72) 発明者 梅井 一英

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

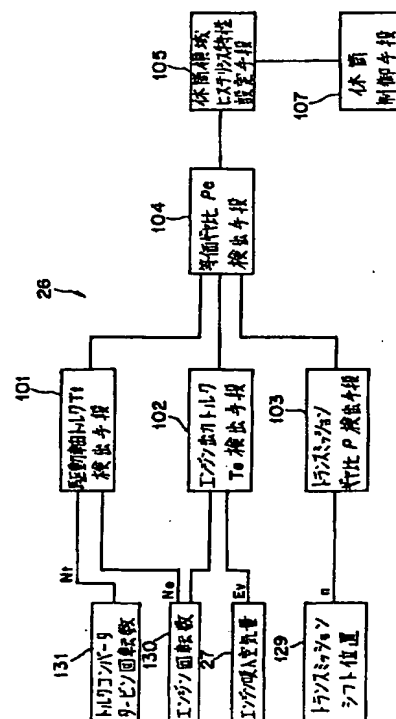
(74) 代理人 弁理士 真田 有

(54) 【発明の名称】 休筒エンジンの切替制御装置

(57) 【要約】

【目的】 本発明は、負荷状態等に応じて所定の気筒の作動を停止させる休筒エンジンの切替制御装置に関し、オートマテックトランスミッション車においても最適な切り換え特性を設定できるようにすることを目的とする。

【構成】 トルクコンバータにおける入力軸の回転数を検出する入力軸回転数検出手段130と、トルクコンバータにおける出力軸の回転数を検出する出力軸回転数検出手段131と、入力軸回転数および出力軸回転数によりエンジンの駆動軸トルクを求める駆動軸トルク演算手段101と、エンジンの負荷を検出してエンジン出力トルクを求めるエンジン出力トルク演算手段102と、駆動軸トルクとエンジン出力トルクとの比とトランスミッションギヤ比とにより等価ギヤ比を求める等価ギヤ比演算手段104と、等価ギヤ比により休筒領域のヒステリシス特性を設定するヒステリシス特性設定手段105と、ヒステリシス特性を有する負荷レベルに基づき休筒運転状態と全筒運転手段とを切り替える休筒制御手段107とをそなえるように構成する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 少なくともエンジンの負荷状態を含む運転状態に応じて作動気筒数を変えることができるとともに、トルクコンバータを介して自動変速機を付設されるようにした休筒エンジンにおいて、
該トルクコンバータにおける入力軸の回転数を検出する入力軸回転数検出手段と、
該トルクコンバータにおける出力軸の回転数を検出する出力軸回転数検出手段と、
該入力軸回転数検出手段および該出力軸回転数検出手段でそれぞれ検出された入力軸回転数および出力軸回転数によりエンジンの駆動軸トルクを求める駆動軸トルク演算手段と、
エンジンの負荷を検出してエンジン出力トルクを求めるエンジン出力トルク演算手段と、
該駆動軸トルク演算手段で求められた駆動軸トルクと該エンジン出力トルク演算手段で求められたエンジン出力トルクとの比とトランスミッションギヤ比とにより等価ギヤ比を求める等価ギヤ比演算手段と、
該等価ギヤ比演算手段で求められた等価ギヤ比により休筒領域のヒステリシス特性を設定するヒステリシス特性設定手段と、
該ヒステリシス特性設定手段で設定されたヒステリシス特性を有する負荷レベルに基づき休筒運転状態と全筒運転手段とを切り替える休筒制御手段とをそなえて構成されたことを特徴とする、休筒エンジンの切替制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、負荷状態等に応じて所定の気筒の作動を停止させる休筒エンジンの切替制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 負荷状態等に応じて所定の気筒の作動を停止させる休筒エンジンにおいては、ある回転数においてスロットルバルブの開度が小さい時には休筒運転の方が大きい出力軸トルクが得られ、スロットルバルブの開度が大きくなると、全筒運転の方が大きい出力軸トルクが得られることが知られている。

【0003】 したがって、このような休筒エンジンにおける休筒運転と全筒運転との切り換えは、図 12 で示すような、休筒運転時と全筒運転時の等スロットル開度で出力軸トルクが等しい点（クロスポイント）で行なうのが通例である。このような点で切り換えれば、本来トルク差がなくショックを発生しない。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 しかし、休筒運転状態から全筒運転状態への移行時には、吸気系の容積のため、すぐには全気筒要求の吸気管内圧にならず、切り換え直後の吸気管内は高く、多量の空気が入ってから切り換わることになるから、大きなトルクが発生し、それが

エンジンマウント、駆動系、車輪を通じて車体ショックとして現れる。

【0005】 このトルク差によるショックは、変速機の変速比が小さい高速段（3，4，5 速など）において、あまり気にならないが、変速比が大きい低速段（1，2 速）では、少しのトルク変化が車体ショックに大きく影響する。このような課題を解消するため、休筒運転状態から全筒運転状態への切り換えを、図 13 のような低速ギヤによる運転時の切り換え特性 L A と、図 14 におけるような高速ギヤによる運転時の切り換え特性 H A との 2 つの特性を用いて、それぞれ異なるマップにより行なうことが考えられる。

【0006】 ところで、図 13 における切り換え特性 L A は、低速ギヤ運転時における休筒運転状態から全筒運転状態への移行を円滑に行なうべく設定されるが、逆方向の移行である全筒運転状態から休筒運転状態への移行を同一の切り換え特性 L A で行なった場合には、切り換え直前の状態が残存し影響するため、切り換え直後の吸気管内圧は所要圧より低く、ショックの発生が予測される。

【0007】 したがって、図 13 に示すように、全筒運転状態から休筒運転状態への移行を円滑に行なうべく、切り換え特性 L A とは異なる切り換え特性 L B を設定することが考えられる。これは、全筒運転状態と休筒運転状態との切り換え特性において、切り換える方向により異なる特性とする、いわゆるヒステリシス成分を設定するものである。

【0008】 このヒステリシス成分を設けるべき状況は、図 14 におけるような高速ギヤ運転時においても同様であり、円滑に移行を行なうべく切り換え特性 H B を設けることが望ましい。ここで、上述のヒステリシス成分は、同一加速に対して、スロットル開度変化の大きい高速ギヤ運転時における場合、駆動力が小さく、より大きくアクセルペダルを踏み込む必要があり、低速ギヤ時より大きく設定されることになる。

【0009】 ところで、上述のように全筒運転状態と休筒運転状態との切り換え特性およびヒステリシス量は、変速機の変速ギヤ比に対応して設定する必要があるが、オートマチックトランスミッション車（A T 車）においては、トルクコンバータにより出力トルク比が変化するため、変速機からの検出信号のみでは、最適の切り換え特性を設定できないという課題がある。

【0010】 本発明は、このような課題に鑑み創案されたもので、オートマチックトランスミッション車（A T 車）においても最適な切り換え特性を設定できるようにした休筒エンジンの切替制御装置を提供することを目的とする。

【0011】

【課題を解決するための手段】 このため、本発明の休筒エンジンの切替制御装置は、少なくともエンジンの負荷

状態を含む運転状態に応じて作動気筒数を変えることができるとともに、トルクコンバータを介して自動変速機を付設されるようにした休筒エンジンにおいて、該トルクコンバータにおける入力軸の回転数を検出する入力軸回転数検出手段と、該トルクコンバータにおける出力軸の回転数を検出する出力軸回転数検出手段と、該入力軸回転数検出手段および該出力軸回転数検出手段でそれぞれ検出された入力軸回転数および出力軸回転数によりエンジンの駆動軸トルクを求める駆動軸トルク演算手段と、エンジンの負荷を検出してエンジン出力トルクを求めるエンジン出力トルク演算手段と、該駆動軸トルク演算手段で求められた駆動軸トルクと該エンジン出力トルク演算手段で求められたエンジン出力トルクとの比とトランスミッションギヤ比とにより等価ギヤ比を求める等価ギヤ比演算手段と、該等価ギヤ比演算手段で求められた等価ギヤ比により休筒領域のヒステリシス特性を設定するヒステリシス特性設定手段と、該ヒステリシス特性設定手段で設定されたヒステリシス特性を有する負荷レベルに基づき休筒運転状態と全筒運転手段とを切り替える休筒制御手段とをそなえて構成されたことを特徴としている。

【0012】

【作用】上述の本発明の休筒エンジンの切替制御装置では、入力軸回転数検出手段で、トルクコンバータにおける入力軸の回転数を検出するとともに、出力軸回転数検出手段で、トルクコンバータにおける出力軸の回転数を検出し、入力軸回転数検出手段および出力軸回転数検出手段でそれぞれ検出された入力軸回転数および出力軸回転数により、駆動軸トルク演算手段で、エンジンの駆動軸トルクを求める。また、エンジン出力トルク演算手段で、エンジンの負荷を検出してエンジン出力トルクを求める。そして、駆動軸トルク演算手段で求められた駆動軸トルクとエンジン出力トルク演算手段で求められたエンジン出力トルクとの比とトランスミッションギヤ比とにより、等価ギヤ比演算手段で、等価ギヤ比を求める、さらに、等価ギヤ比演算手段で求められた等価ギヤ比により休筒領域のヒステリシス特性をヒステリシス特性設定手段で設定し、ヒステリシス特性設定手段で設定されたヒステリシス特性を有する負荷レベルに基づき、休筒制御手段で、休筒運転状態と全筒運転手段とを切り替えることが行なわれる。

【0013】

【実施例】以下、図面により、本発明の実施例について説明すると、図1～11は本発明の一実施例としての休筒エンジンの切替制御装置を示すもので、図1は本装置のための制御系を示すブロック図、図2は本装置を装備したエンジンシステムを示す全体構成図、図3は本装置による制御要領を説明するフローチャート、図4はヒステリシス特性を示す特性図、図5は出力トルク特性を示す図、図6は容量係数特性を示す図、図7はトルク比特

性を示す図、図8～11は休筒機構を示す模式図である。

【0014】さて、本装置を装備するエンジン21は、図2に示すように、吸気系をなす吸気管22、サージタンク23、吸気管入口のエアクリーナ24、スロットルバルブ25等をそなえている。スロットルバルブ25の開度は、スロットルポジションセンサにより検出され、制御装置(ECU)26に入力されるようになっている。

【0015】また、サージタンク23には、ブーストセンサ(圧力センサ)27が取り付けられており、検出されたブースト圧が制御装置(ECU)26に入力されて、エンジン吸入空気量としての体積流量に対応した充填効率 E_v が検出されるようになっている。そして、オートマティクトランスミッション106における変速ソレノイドの励磁状態を検出して、ミッションシフト位置および変速ギヤ比 ρ を検出するシフト位置検出センサ129が設けられており、検出信号を制御装置(ECU)26に出力するようになっている。

【0016】また、オートマティクトランスミッション106のトルクコンバータ106Aには、その入力側にエンジン回転数 N_e を検出する入力軸回転数検出手段としてのエンジン回転数センサ130が設けられており、制御装置(ECU)26に検出信号が出力されるように構成されている。さらに、オートマティクトランスミッション106のトルクコンバータ106Aには、その出力側にタービン回転数 T_t を検出する出力軸回転数検出手段としてのタービン回転数センサ131が設けられており、制御装置(ECU)26に検出信号が出力されるように構成されている。

【0017】ところで、制御装置(ECU)26は、ブーストセンサ(圧力センサ)27、シフト位置検出センサ129、エンジン回転数センサ130、タービン回転数センサ131等の検出信号を受けて休筒制御を行なうため、以下の各種の手段をそなえている。すなわち、図1に示すように、制御装置(ECU)26は、ブーストセンサ(圧力センサ)27により検出されたエンジンの吸入空気量としての充填効率 E_v と、エンジン回転数センサ130により検出されたエンジン回転数 N_e とにより、エンジン出力トルク T_e を検出するエンジン出力トルク検出手段(エンジン出力トルク演算手段)102としての機能を有している。

【0018】このエンジン出力トルク検出手段102は、図5の特性を制御装置(ECU)26がマップとしてそなえることにより設定されるように構成されており、ブーストセンサ(圧力センサ)27の検出信号により、エンジンの吸入空気量としての充填効率 E_v (負荷情報)を検出し、エンジン回転数 N_e をパラメータとする特性のいずれかを選択して、決定される。

【0019】また、制御装置(ECU)26は、エンジン

ン回転数センサ 130 の検出信号によりトルクコンバータ 106A における入力軸の回転数 N_e を検出するとともに、タービン回転数センサ 131 の検出信号によりトルクコンバータ 106A における出力軸の回転数 N_t を検出し、これらの回転数 N_e 、 N_t によりタービン出力トルクとしての駆動軸トルク T_t を求める駆動軸トルク検出手段（駆動軸トルク演算手段）101としての機能を有している。

【0020】駆動軸トルク検出手段 101 は、図 6、7 の特性をマップとしてそなえており、図 6 の特性により 10 トルク容量係数 C が回転数比 N_t/N_e に対応して決定されるときに、図 7 の特性によりトルク比 λ が回転数比 N_t/N_e に対応して決定されて、次式により駆動軸トルク T_t を算出するように構成されている。

$$T_t = \lambda (N_t/N_e) \cdot C (N_t/N_e) \cdot N_e^2$$

さらに、制御装置 (ECU) 26 は、シフト位置検出センサ 129 の検出信号により、オートマティクトランスミッション 106 のギヤ比 ρ を検出するトランスミッションギヤ比検出手段 103 としての機能を有している。

【0021】そして、駆動軸トルク検出手段 101 により検出された駆動軸トルク T_e と、エンジン出力トルク検出手段 102 により検出されたエンジン出力トルク T_t との比 (T_t/T_e) と、トランスミッションギヤ比検出手段 104 により検出されたトランスミッションギヤ比 ρ とにより等価ギヤ比 ρ_e を求める等価ギヤ比検出手段（等価ギヤ比演算手段）104 の機能も制御装置 (ECU) 26 は有している。

【0022】ここで、等価ギヤ比検出手段 104 による等価ギヤ比 ρ_e の算出は、次式により行なわれる。

$$\rho_e = T_t/T_e \cdot \rho$$

また、等価ギヤ比検出手段 104 において検出された等価ギヤ比 ρ_e に対応して、休筒領域のヒステリシス特性を設定する休筒領域ヒステリシス特性設定手段（ヒステリシス特性設定手段）105 の機能も制御装置 (ECU) 26 は有している。

【0023】すなわち、図 4 に示す休筒切り換え特性がマップとして記憶されており、休筒運転状態から全筒運転状態への切り換え特性 A1～A2 が、等価ギヤ比 ρ_e に対応して所定の状態に設定されるようになっている。ここで、切り換え特性 A1 は、等価ギヤ比 ρ_e の小さい場合における特性であり、切り換え特性 A2 は、等価ギヤ比 ρ_e が最大の場合における特性である。

【0024】そして、切り換え特性 A1～A2 から切り換え特性 B に至る部分がヒステリシス特性を構成しており、等価ギヤ比 ρ_e に対応して設定されることになる。このように構成された休筒領域ヒステリシス特性設定手段 105 で設定されたヒステリシス特性を有する負荷レベルに基づき休筒運転状態と全筒運転手段とを切り替える休筒制御手段 107 の機能も制御装置 (ECU) 26

が有しており、これによりこの制御装置 (ECU) 26 における休筒制御が行なわれるようになっている。

【0025】すなわち、休筒運転状態と全筒運転状態とが、図 4 の切り換え特性 A1～A2、B を境界に、速度および負荷に応じて切り換えられるように構成されており、エンジン回転数センサ 130 からのエンジン回転数 N_e により、図 4 の横軸位置が決定され、ブーストセンサ（圧力センサ）27 からの検出信号による負荷としての吸気管負圧により縦軸位置が決定されて、休筒領域にあるか、全筒領域にあるかが判定され、休筒運転状態と全筒運転状態とが切り換えられるようになっている。

【0026】ところで、上述の休筒運転状態を実現すべき弁装置 1 は図 8～11 に示すように構成されている。すなわち、カムシャフト 2 とロッカーシャフト 3 とが設けられ、カムシャフト 2 には、小リフト量の低速用カム 4 および大リフト量的高速用カム 5 とが固着されている。

【0027】そして、ロッカーシャフト 3 には、メインロッカーアーム 6 と一対のサブロッカーアーム 7、8 が装着されている。上述のメインロッカーアーム 6 は、例えばスプライン結合により基端をロッカーシャフト 3 に固着されており、揺動端を吸気弁 9 のバルブステムエンドに当接するように装備されている。

【0028】一方、サブロッカーアーム 7、8 は、それぞれの基端をロッカーシャフト 3 に枢支されて回転可能に装備されており、揺動端にはローラベアリング 10 が取り付けられている。そして、このサブロッカーアーム 7、8 における揺動端は、低速用カム 4 側を示している図 9 に見られるように、ローラベアリング 10 の支持部とは異なる方向に延在して、アーム部 7A (8A) を形成されている。

【0029】このアーム部 7A (8A) は、シリンダヘッド 11 に嵌挿されたプランジャ 13 の上端に当接しており、プランジャ 13 はロストモーションスプリング 12 により図中上方へ付勢され、サブロッカーアーム 7、8 が時計方向に付勢されて、ローラベアリング 10 を低速用カム 4 および高速用カム 5 に圧接させるようになっている。

【0030】一方、サブロッカーアーム 7、8 には、中心部から所要の一半径方向に向け貫通する係合孔 7B、8B が形成されており、この係合孔 7B、8B は、後述の連結プランジャ 14 が外方へ突出する際に、その嵌挿を許容しうるように構成されている。また、ロッカーシャフト 3 の内部には、軸中心部において軸線方向に延在する油圧通路 3A が形成されるとともに、この油圧通路 3A に直交し半径方向に延在して、開口部を上記係合孔 7B、8B と整合しうる貫通孔 3B、3B が形成されている。

【0031】そして、貫通孔 3B、3B には、連結プランジャ 14 が装填されており、連結プランジャ 14 はそ

の基端に、拡張された鏑部14Aをそなえ、鏑部14Aと貫通孔3B、3B内壁の段部との間に圧縮バネ15を介装されている。これにより、連結ブランジャ14は、通常時に図中下方へ向け付勢されて、頭部を係合孔7B、8Bから貫通孔3B、3B内へむけ後退して、没入した状態をとるようになっている。

【0032】一方、上述したロッカーシャフト3内の油圧通路3Aには、油圧設定手段16の出力路が接続されている。この油圧設定手段16は、運転状態に応じて上述した油圧通路3A内の圧力を設定すべく、低速・高速用の電磁駆動式方向切換弁16A、16Bをそなえ、とともに、これらの電磁駆動式方向切換弁16A、16Bを、前述の制御装置(ECU)26で制御するように構成されている。

【0033】そして、電磁駆動式方向切換弁16A、16Bは、低速用と高速用との2経路にそれぞれ装備されており、そのそれぞれが、オイルポンプ17からの通路と、大気圧開放圧を設定されている帰還路と、ロッカーシャフト3内の油圧通路3Aとの3方向へ連結するように構成されており、励磁されない通常時にはオイルポンプ17からのオイルが帰還路へ導入されるように構成されている。

【0034】なお、図11中、電磁駆動式方向切換弁16Aの高速側への接続状態は図示省略されている。一方、制御装置(ECU)26には、エンジン回転数センサ、空燃比検出用のO₂センサ、負荷状態検出用のスロットルポジションセンサをはじめとする、運転状態検出用の各種センサからの情報が入力されており、これらの各センサからの入力に応じて低速状態および高速状態ならびに負荷状態を判別して低速、高速の両系統への連結状態を選択設定すべく、電磁駆動式方向切換弁16A、16Bへの駆動信号を出力するように構成されている。

【0035】そして、電磁駆動式方向切換弁16Aが励磁されると、オイルポンプ17からのオイルが油圧通路3Aに供給されて、その通路内の圧力が高められるように構成されている。したがって、制御装置(ECU)26において、エンジン回転数、空燃比およびアクセル開度の入力情報により、比較的低速の状態を判別した場合には、低速側に位置する電磁駆動式方向切換弁16Aが励磁され、高速側の電磁駆動式方向切換弁16Bが通常状態に設定されるようになっている。

【0036】そして、低速側の電磁駆動式方向切換弁16Aが励磁されると、オイルポンプ17からのオイルを油圧通路3Aに向け圧送するように切り換えられ、また、高速側の電磁駆動式方向切換弁16Bは励磁されず、高速側の油圧通路3A内へのオイル供給を行なわない状態を維持されるように構成されている。これにより、低速側に位置する連結ブランジャ14は、図10において二点鎖線で示すように、圧縮バネ15の付勢に抗して第1のサブロッカーアーム7における係合孔7Bに

向け突出し、ロッカーシャフト3と第1のサブロッカーアーム7とを一体化するようになっている。

【0037】これにより、第1のサブロッカーアーム7からロッカーシャフト3への駆動力伝達を行なわれるようになり、ロッカーシャフト3を介し第1のサブロッカーアーム7に係合する低速用カム4により弁の開閉駆動が行なわれるようになっている。このとき、高速側の連結ブランジャ14は、図10に実線で示すようにロッカーシャフト3の貫通孔3B内に没入した状態に保たれ、高速側の第2のサブロッカーアーム8とロッカーシャフト3との間の駆動力伝達を断状態に維持して、高速用カム5による弁の開閉駆動が行なわれないようになっている。

【0038】ところで、エンジンの回転が上昇して高速回転域に達すると、上述した低速時での電磁駆動式方向切換弁16A、16Bに対する励磁設定とは逆に、高速側の対応する励磁設定が行なわれるようになっている。これにより、図10における高速側(図中右側)の連結ブランジャ14を、第2のサブロッカーアーム8の係合孔8B内に向け突出させ、二点鎖線で示すような状態にして、ロッカーシャフト3と第2のサブロッカーアーム8とを一体化させるように構成されている。

【0039】したがって、この状態では第2のサブロッカーアーム8とロッカーシャフト3との駆動力伝達が行なわれるようになり、第2のサブロッカーアーム8およびロッカーシャフト3を介し弁が高速用カム5により開閉駆動されるように構成されている。このとき、低速側の連結ブランジャ14は、第1のサブロッカーアーム7内の係合孔7Bから後退して、ロッカーシャフト3の貫通孔3B内に没入した状態になり、低速側の第1のサブロッカーアーム7とロッカーシャフト3との間の駆動力伝達を断状態に維持して、高速用カム4による弁の開閉駆動が行なわれないようになっている。

【0040】一方、制御装置(ECU)26において休筒運転状態にすべき判定が行なわれた場合には、選択された気筒における低速用カム4および高速用カム5による開閉駆動を行なわないように、制御装置(ECU)26により電磁駆動式方向切換弁16A、16Bに対する励磁設定が解除されるように構成されている。したがって、この場合には、低速側および高速側のいずれの電磁駆動式方向切換弁16A、16Bについても圧送状態に設定されず、ロッカーシャフト3内の油圧通路3Aは圧力上昇が生じない。これにより、連結ブランジャ14、14はいずれも圧縮バネ15、15の付勢により貫通孔3B、3B内に没入した状態に保たれ、第1および第2のサブロッカーアーム7、8とロッカーシャフト3との間の駆動力伝達を断状態に維持されるようになっている。

【0041】このような構成は、低速用カム4および高速用カム5による弁開閉が行なわれない弁停止の状態で

あり、休筒を実現される状態である。この休筒状態は、低負荷状態が解除された時点で、エンジン回転数に応じた連結プランジャ 14 の作動状態に切り換えられる。本実施例は上述のように構成されており、このような構成で、図 3 のフローチャートに沿う作動が行なわれる。

【0042】まず、ステップ S1 において、エンジン回転数センサ 130 からエンジン回転数 N_e が、タービン回転数センサ 131 からタービン回転数 N_t が検出され読み込まれるとともに、ブーストセンサ（圧力センサ）27 の検出信号を用いて吸入空気量としての充填効率 E_v が検出される。ついで、ステップ S2 において、オートマティクトランスミッション 106 に装備されたシフト位置検出センサ 129 の検出信号を用いて、トランスミッションギヤ比検出手段 103 によりギヤ比 ρ が決定される。

【0043】そして、ステップ S3 において、エンジン出力トルク検出手段 102 により図 5 の特性に従いエンジントルク T_e が推定される。すなわち、マップとして設けられた図 5 の特性により、ステップ S1 において検出された吸入空気量（体積効率） E_v と、エンジン回転数 N_e とにより出力トルク T_e が推定される。また、ステップ S4 において、駆動軸トルク検出手段 101 によりタービン出力トルク T_t の推定が、次式により行なわれる。

【0044】

$$T_t = \lambda (N_t / N_e) \cdot C (N_t / N_e) \cdot N_e^2$$
ここで、トルク比 λ は、あらかじめマップとして記憶された図 7 の特性により、タービンの入出力間における回転数比 N_t / N_e から決定される。また、容量係数 C は、あらかじめマップとして記憶された図 6 の特性により、タービンの入出力間における回転数比 N_t / N_e から決定される。

【0045】さらに、エンジン回転数 N_e はステップ S1 において検出されたものが用いられる。そして、ステップ S5 において、等価ギヤ比検出手段 104 により次式を用いて等価ギヤ比 ρ_e が算出される。

$$\rho_e = T_t / T_e \cdot \rho$$

ここで、タービン出力トルク T_t はステップ S4 で推定された値が、エンジントルク T_e はステップ S3 において推定された値が用いられ、ギヤ比 ρ はステップ S2 において検出されたものが用いられる。

【0046】このようにして算出されたギヤ比 ρ は、制御装置（ECU）26 に出力されるが、制御装置（ECU）26 には図 4 に示すマップが記憶されており、このマップにより、切り換え特性が決定される。すなわち、休筒運転状態から全筒運転状態への切り換え特性 A1 ~ A2 が、ギヤ比 ρ_e に対応して決定される。

【0047】ここで、図 4 において、特性 A1 はギヤ比 ρ_e が最小の場合に対応し、特性 A2 はギヤ比 ρ_e が最大の場合に対応するようになっており、算出されたギヤ

比 ρ_e に対応する切り換え特性が設定される。なお、全筒運転状態から休筒運転状態への切り換えは、特性 B により行なわれ、特性 B と特性 A1 ~ A2 との間がヒステリシス成分となる。

【0048】ところで、休筒運転の際は所定の気筒が運転を停止して、より大きい出力トルクを得られる状態での運転が行なわれる。なお、全筒運転と休筒運転との切り換えは、前述のごとく、制御装置（ECU）26 の制御信号により油圧設定手段 16 における電磁駆動式方向切換弁 16A、16B の励磁設定を切り換え、低速用カム 4 および高速用カム 5 による弁の駆動・非駆動を選択することにより行なわれる。

【0049】なお、本実施例では負荷状態の検出手段としてブースト圧を用いているが、エンジン回転数に対する吸入空気量など、その他の要素により判断するように構成することもできる。また、弁装置 1 も一例であり、休筒状態を達成しうる他の機構を用いてもよい。

【0050】従って、本実施例の装置によれば、オートマティクトランスミッション車（AT車）においても、マニュアルトランスミッション車（MT車）と同様に、休筒ヒステリシスの設定が可能になり、緩い加速のアクセル操作では休筒運転が継続できるようになり、ドライバビリティの変化や燃費悪化が防止されるようになる利点がある。

【0051】

【発明の効果】以上詳述したように、本発明の休筒エンジンの切替制御装置によれば、少なくともエンジンの負荷状態を含む運転状態に応じて作動気筒数を変えることができるとともに、トルクコンバータを介して自動変速機を付設されるようにした休筒エンジンにおいて、該トルクコンバータにおける入力軸の回転数を検出する入力軸回転数検出手段と、該トルクコンバータにおける出力軸の回転数を検出する出力軸回転数検出手段と、該入力軸回転数検出手段および該出力軸回転数検出手段でそれぞれ検出された入力軸回転数および出力軸回転数によりエンジンの駆動軸トルクを求める駆動軸トルク演算手段と、エンジンの負荷を検出してエンジン出力トルクを求めるエンジン出力トルク演算手段と、該駆動軸トルク演算手段で求められた駆動軸トルクと該エンジン出力トルク演算手段で求められたエンジン出力トルクとの比とトランスミッションギヤ比とにより等価ギヤ比を求める等価ギヤ比演算手段と、該等価ギヤ比演算手段で求められた等価ギヤ比により休筒領域のヒステリシス特性を設定するヒステリシス特性設定手段と、該ヒステリシス特性設定手段で設定されたヒステリシス特性を有する負荷レベルに基づき休筒運転状態と全筒運転手段とを切り替える休筒制御手段とをそなえているという簡素な構成で、オートマティクトランスミッション車（AT車）においても、マニュアルトランスミッション車（MT車）と同様に、休筒ヒステリシスの設定が可能になり、緩い加

速のアクセル操作では休筒運転が継続できるようになり、ドライバビリティの変化や燃費悪化が防止されるようになる利点がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例としての休筒エンジンの切替制御装置のための制御系を示すブロック図である。

【図2】本発明の一実施例としての切替制御装置を装備したエンジンシステムを示す全体構成図である。

【図3】本発明の一実施例としての休筒エンジンの切替制御装置による制御要領を説明するフローチャートである。

【図4】本発明の一実施例としての休筒エンジンの切替制御装置によるヒステリシス特性を示す特性図である。

【図5】本発明の一実施例としての休筒エンジンの切替制御装置による出力トルク特性を示す図である。

【図6】本発明の一実施例としての休筒エンジンの切替制御装置による容量係数特性を示す図である。

【図7】本発明の一実施例としての休筒エンジンの切替制御装置によるトルク比特性を示す図である。

【図8】本発明の一実施例としての休筒エンジンの切替制御装置による休筒機構を示す模式図である。

【図9】本発明の一実施例としての休筒エンジンの切替制御装置による休筒機構を示す模式図である。

【図10】本発明の一実施例としての休筒エンジンの切替制御装置による休筒機構を示す模式図である。

【図11】本発明の一実施例としての休筒エンジンの切替制御装置による休筒機構を示す模式図である。

【図12】休筒のクロスポイントを示すグラフである。

【図13】従来の休筒エンジンの切り換え制御特性を示す模式図である。

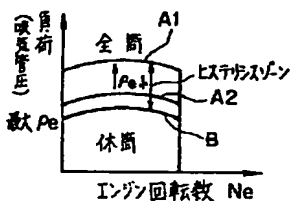
【図14】従来の休筒エンジンの切り換え制御特性を示す模式図である。

【符号の説明】

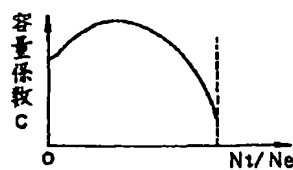
- 1 弁装置
- 2 カムシャフト
- 3 ロッカーシャフト
- 3 A 油圧通路
- 3 B 貫通孔

- 4 低速用カム
- 5 高速用カム
- 6 メインロッカーアーム
- 7 第1のサブロッカーアーム
- 7 A アーム部
- 7 B 係合孔
- 8 第2のサブロッカーアーム
- 8 A アーム部
- 8 B 係合孔
- 9 吸気弁
- 10 ローラベアリング
- 11 シリンダヘッド
- 12 ロストモーションスプリング
- 13 ブランジャ
- 14 連結ブランジャ
- 15 圧縮バネ
- 16 油圧設定手段
- 16 A 電磁駆動式方向切換弁
- 16 B 電磁駆動式方向切換弁
- 17 オイルポンプ
- 18 信号変換回路
- 22 吸気管
- 23 サージタンク
- 24 エアクリーナ
- 25 スロットルバルブ
- 26 制御装置 (ECU)
- 27 プーストセンサ (圧力センサ)
- 101 駆動軸トルク検出手段
- 102 エンジン出力トルク検出手段
- 103 トランスミッションギヤ比検出手段
- 104 等価ギヤ比検出手段
- 105 休筒領域ヒステリシス特性設定手段
- 106 オートマティクトランスミッション
- 106 A トルクコンバータ
- 107 休筒制御手段
- 129 シフト位置検出センサ
- 130 エンジン回転数センサ
- 131 タービン回転数センサ

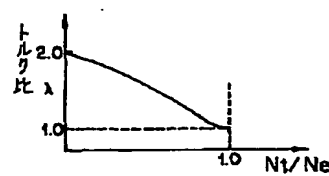
【図4】



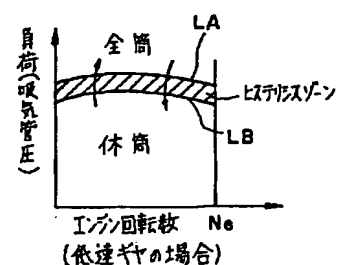
【図6】



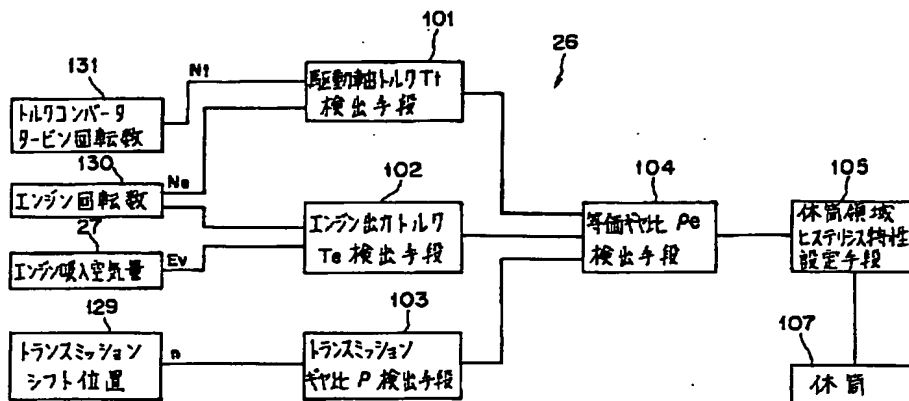
【図7】



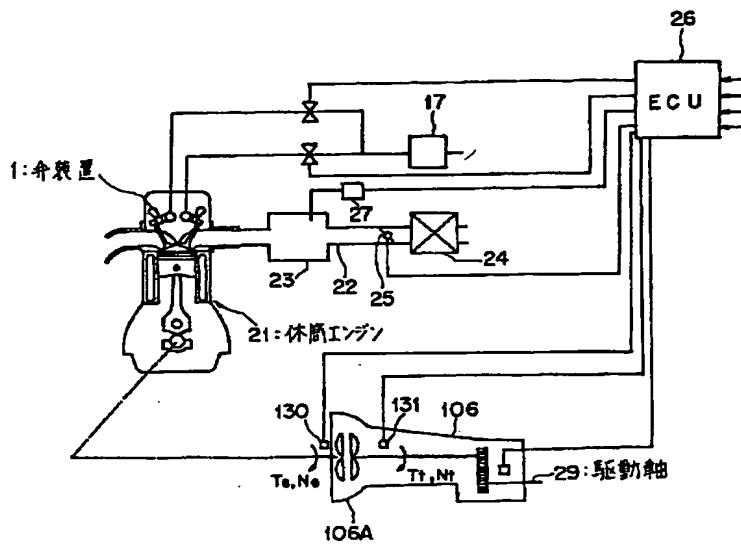
【図13】



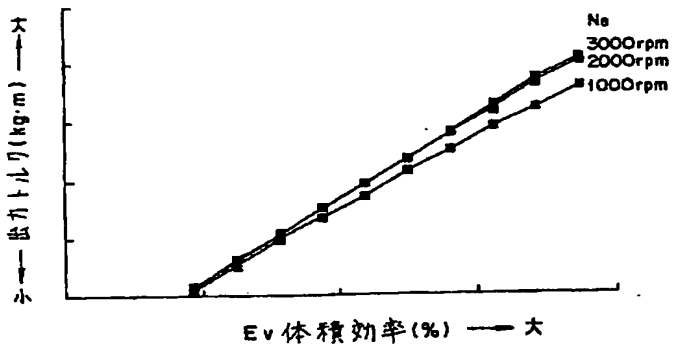
【図 1】



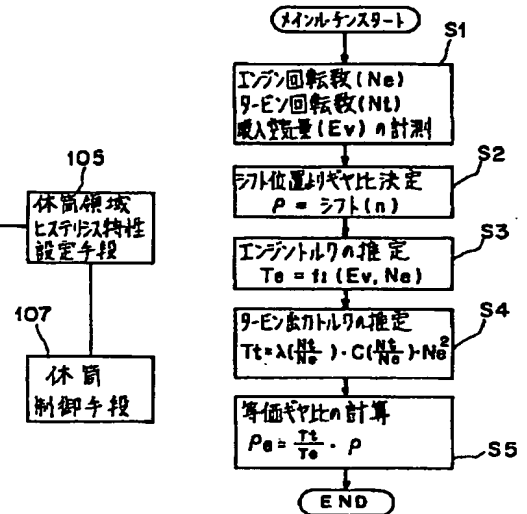
【図 2】



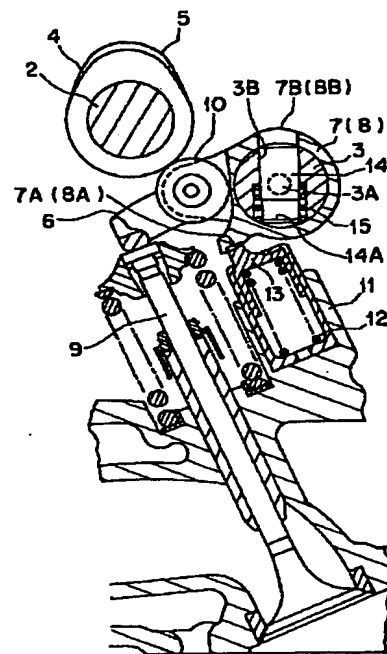
【図 5】



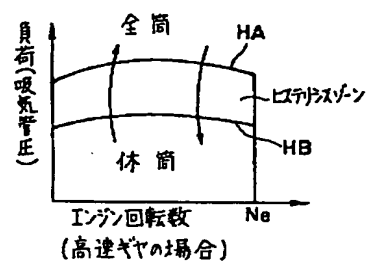
【図 3】



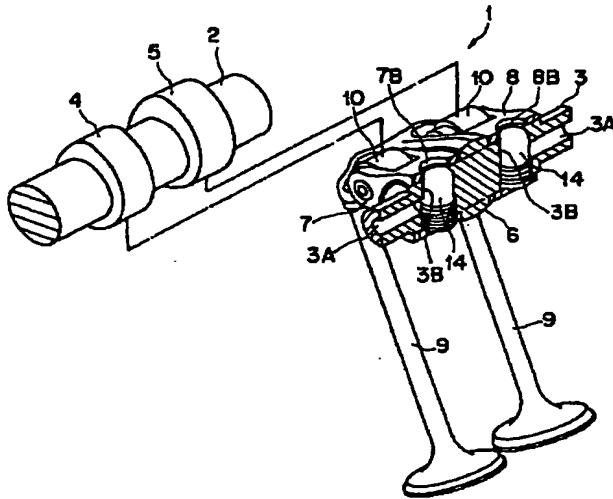
【図 9】



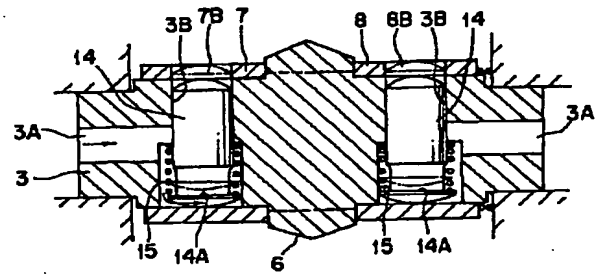
【図 14】



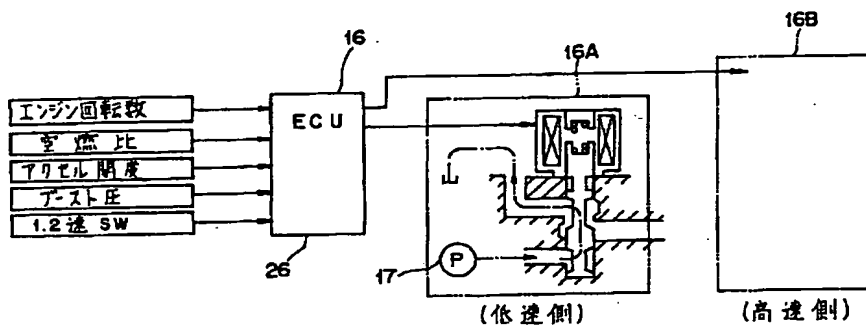
【図8】



【図10】



【図11】



【図12】

